

УДК 629.4.075

ДИНАМІКА ПРОЦЕСУ РОЗГОНУ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА-АНАЛОГА “БЕЛАРУС 3022 ДВ” З ГІДРООБ’ЄМНО- МЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ

В статті наведена комплексна математична модель процесу розгону, що включає опис двигуна внутрішнього згоряння, гідрооб’ємно-механічної трансмісії, взаємодію коліс з опорною поверхнею, враховує силу тяги на гаку та буксування. Представлена комплексна математична модель розгону трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ” з гідрооб’ємно-механічною трансмісією дозволяє дослідити зміни кінематичних, силових та енергетичних параметрів гідрооб’ємно-механічної трансмісії при буксуванні коліс та вплив гідрооб’ємно-механічної трансмісії на процес буксування

Ключові слова: математична модель, розгін, колісний трактор, двигун, трансмісія, колесо, динаміка

В статье приведена комплексная математическая модель процесса разгона, которая включает описание двигателя внутреннего сгорания, гидрообъемно-механической трансмиссии, взаимодействие колес с опорной поверхностью, учитывает силу тяги на крюке и буксования. Представленная комплексная математическая модель разгона трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ” с гидрообъемно-механической трансмиссией позволяет исследовать изменения кинематических, силовых и энергетических параметров гидрообъемно-механической трансмиссии при буксовании колес и влияние гидрообъемно-механической трансмиссии на процесс буксования

Ключевые слова: математическая модель, разгон, колесный трактор, двигатель, трансмиссия, колесо, динамика

В.Б. Самородов

Доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри*

Контактний тел.: (057) 707-64-64

E-mail: vadimsamorodov@mail.ru

А.І. Бондаренко

Кандидат технічних наук*

Контактний тел.: (057) 707-64-64

E-mail: anatoliybon@rambler.ru

*Кафедра “Автомобіле- і тракторобудування”

Національний технічний університет

“Харківський політехнічний інститут”

вул. Фрунзе, 21, м. Харків, Україна, 61002

1. Вступ

Проведені теоретичні та експериментальні дослідження свідчать про те, що застосування колісних тракторів як енергетичних засобів на полях нерідко надає негативний ефект і призводить до зниження врожайності сільськогосподарських культур, згубно діє на ґрунт. Сучасними дослідженнями встановлено, що тільки близько 12% площі полів не підверглися дії рушіїв, а сумарна площа слідів рушіїв більш ніж в два рази перевищує площу поля. Недобір урожаю з цієї причини досягає за різними даними від 20 до 40% [1].

Найбільш помітним і ключовим чинником в ущільненні ґрунту є буксування. Особливо підвищене буксування спостерігається при роботі колісних тракторів на м’яких і вологих ґрунтах. Тому використання колісних тракторів на польових роботах рано навесні проблематичне, а деколи і зовсім неможливе.

Підвищення ефективності роботи колісного трактора при виконанні технологічних операцій за рахунок зниження енергетичних втрат при буксуванні і зім’яття ґрунту колісними машинами, а також вивчення впливу гідрооб’ємно-механічної трансмісії (ГОМТ) на процес буксування є актуальними питаннями і мають важливе практичне значення.

2. Аналіз останніх досягнень і публікацій

При русі з місця і розгоні на машинно-тракторний агрегат діє безліч різних чинників. Найчастіше при моделюванні динаміки руху з місця і розгону зазвичай враховують силу тяги на гаку трактора, аеродинамічні сили опору повітрю, сили опору коченню кожного з коліс трактора і причепа, сили зчеплення коліс з дорожнім покриттям (ґрунтом), сили інерції мас трактора і причепа, проекції ваги частин причепа при подовжньому нахилі дороги.

Чудаков Д.А. в своїй роботі [2] пропонує при дослідженні процесів розгону замість тракторного агрегату розглядати модель, еквівалентну йому в динамічному відношенні. До складу моделі повинні входити маховики, які замінюють окремі маси агрегату, що обертаються і поступально рухомі, фрикційні елементи, що імітують роботу муфти зчеплення трактора і буксування його рушіїв, пружні ланки, що характеризують податливість деталей трансмісії, ведучих коліс і зчеплення.

Для дотримання динамічної подібності даної еквівалентної моделі реальному машинно-тракторному агрегату маховики підбирають так, щоб кінетична енергія кожного з них була рівна сумарній кінетичній

енергії замінюваних ним мас. Принципи подібності повинні також дотримуватися при виборі решти елементів динамічної моделі.

Дослідженню процесу розгону тракторів присвячені роботи Львова Є.Д., Чудакова Д.А., Барського І.Б., Щукіна М.М. та ін. [1 – 3]. Проте це, як правило, розгін колісних тракторів з механічною трансмісією.

3. Мета та постановка задачі

Метою даної роботи є опис динаміки процесу розгону повноприводного трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ” з ГОМТ при виконанні польових робіт для дослідження в подальшому зміни кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ при буксуванні коліс та впливу ГОМТ на процес буксування. Для досягнення поставленої мети необхідно розробити комплексну математичну модель процесу розгону, що включає опис двигуна внутрішнього згоряння, ГОМТ, взаємодію коліс з опорною поверхнею, враховує силу тяги на гаку та буксування.

Динаміка процесу розгону колісного трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ” з ГОМТ

Математична модель двигуна внутрішнього згоряння

Дослідженню динаміки двигунів внутрішнього згоряння присвячені роботи [2 – 5], проте більшість з наведених математичних моделей, які описують роботу дизельного двигуна при розгоні, адаптовані під конкретні двигуни.

В роботі [5] наведена та апробована універсальна математична модель дизельного двигуна в відносних величинах, яка враховує завантаження двигуна по крутному моменту і по частоті обертання колінчатого валу, а також положення органу управління подачею палива. Запропонована модель зручна для визначення економічності роботи двигуна та дозволяє аналізувати ефективність законів управління режимами роботи двигуна і пропонується для використання.

Математична модель ГОМТ трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ”

Для попередньої оцінки параметрів процесу розгону використаємо спрощену динамічну модель ГОМТ (рис. 1), отриману без урахування впливу пружності і демпфування елементів трансмісії.

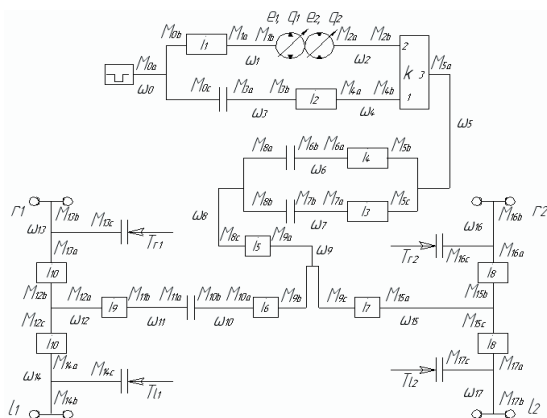


Рис. 1. Структурна схема ГОМТ з диференціалом на виході трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ”

Математична модель ГОМТ при розгоні трактора має наступний вигляд:

• система рівнянь, що описує зміну кутових прискорень елементів ГОМТ:

$$\begin{cases} \dot{\omega}_0 - \dot{\omega}_d = 0; & \dot{\omega}_0 - \dot{\omega}_3 = 0; \\ \dot{\omega}_3 \cdot i_2 - \dot{\omega}_4 = 0; & \dot{\omega}_0 \cdot i_1 - \dot{\omega}_1 = 0; \\ e_1 \cdot q_1 \cdot \dot{\omega}_1 + q_1 \cdot \omega_1 \cdot \dot{e}_1 - e_2 \cdot q_2 \cdot \dot{\omega}_2 - q_2 \cdot \omega_2 \cdot \dot{e}_2 = \\ = \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_{01}|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_{02}|) \right) \cdot \Delta p + \\ + \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot C_{1y} \cdot \frac{|\omega_{01}|}{dt} + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot C_{2y} \cdot \frac{|\omega_{02}|}{dt} \right) \cdot \Delta p; \\ \dot{\omega}_4 - k \cdot \dot{\omega}_2 + (k - 1) \cdot \dot{\omega}_5 = 0; & \dot{\omega}_5 \cdot i_4 - \dot{\omega}_6 = 0; \\ \dot{\omega}_5 \cdot i_3 - \dot{\omega}_7 = 0; & \dot{\omega}_6 - \dot{\omega}_8 = 0, \Psi = 1; \\ \dot{\omega}_7 - \dot{\omega}_8 = 0, \Psi = 0; & \dot{\omega}_8 \cdot i_5 - \dot{\omega}_9 = 0; & \dot{\omega}_9 \cdot i_6 - \dot{\omega}_{10} = 0; \\ \dot{\omega}_9 \cdot i_7 + \dot{\omega}_{15} = 0; & (\dot{\omega}_{10} - \dot{\omega}_{11}) \cdot \Psi = 0; & (\dot{\omega}_{11} \cdot i_9 - \dot{\omega}_{12}) \cdot \Psi = 0; \\ (\dot{\omega}_{12} \cdot i_{10} - \dot{\omega}_{13}) \cdot \Psi = 0; & (\dot{\omega}_{12} \cdot i_{10} - \dot{\omega}_{14}) \cdot \Psi = 0; \end{cases} \quad (1)$$

• силові параметри трансмісії описуються системою наступних рівнянь:

$$\begin{cases} M_{0b} \cdot \eta_1^{\Theta \text{sign}(N_{0b})} + i_1 \cdot M_{1a} = 0; \\ M_{3b} \cdot \eta_2^{\Theta \text{sign}(N_{3b})} + i_2 \cdot M_{4a} = 0; \\ M_{1b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta p = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_{10}); \\ M_{2a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta p = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{20}); \\ M_{4b} \cdot \eta_{13}^{\Theta \text{sign}(M_{4b}, \omega_4)} + M_{2b} \cdot \eta_{23}^{\Theta \text{sign}(M_{2b}, \omega_2)} + M_{5a} = 0; \\ M_{4b} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\Theta \text{sign}(M_{4b}, \omega_4)} + M_{2b} \cdot \eta_{23}^{\Theta \text{sign}(M_{2b}, \omega_2)} = 0; \\ M_{5b} \cdot \eta_4^{\Theta \text{sign}(N_{5b})} + i_4 \cdot M_{6a} = 0; & M_{6b} \cdot \Psi + M_{8a} = 0; \\ M_{6b} = 0, \Psi = 0; \\ M_{5c} \cdot \eta_3^{\Theta \text{sign}(N_{5c})} + i_3 \cdot M_{7a} = 0; & M_{7b} = 0, \Psi = 1; \\ M_{8b} = 0, \Psi = 1; \\ M_{7b} + M_{8b} = 0, \Psi = 0; & M_{8c} \cdot \eta_5^{\Theta \text{sign}(N_{8c})} + i_5 \cdot M_{9a} = 0; \\ M_{9b} \cdot \eta_6^{\Theta \text{sign}(N_{9b})} + i_6 \cdot M_{10a} = 0; \\ M_{9c} \cdot \eta_7^{\Theta \text{sign}(N_{9c})} - i_7 \cdot M_{15a} = 0; \\ M_{10b} + M_{11a} \cdot \Psi = 0; \\ (M_{11b} \cdot \eta_9^{\Theta \text{sign}(N_{11b})} + i_9 \cdot M_{12a}) \cdot \Psi = 0; \\ (M_{12b} \cdot \eta_{10}^{\Theta \text{sign}(N_{12b})} + i_{10} \cdot M_{13a}) \cdot \Psi = 0; \\ (M_{12c} \cdot \eta_{10}^{\Theta \text{sign}(N_{12c})} + i_{10} \cdot M_{14a}) \cdot \Psi = 0; \\ M_{15b} \cdot \eta_8^{\Theta \text{sign}(N_{15b})} + i_8 \cdot M_{16a} = 0; \\ M_{15c} \cdot \eta_8^{\Theta \text{sign}(N_{15c})} + i_8 \cdot M_{17a} = 0; \\ M_{0a} + M_{0b} + M_{0c} = 0; & M_{1a} + M_{1b} = 0; & M_{2a} + M_{2b} = 0; \\ M_{0c} + M_{3a} = 0; & M_{3a} + M_{3b} = 0; & M_{4a} + M_{4b} = 0; \\ M_{5a} + M_{5b} + M_{5c} = 0; & M_{6a} + M_{6b} = 0; & M_{7a} + M_{7b} = 0; \\ M_{8a} + M_{8b} + M_{8c} = 0; & M_{9a} + M_{9b} + M_{9c} = 0; \\ M_{10a} + M_{10b} = 0; \\ (M_{11a} + M_{11b}) \cdot \Psi = 0; & (M_{12a} + M_{12b} + M_{12c}) \cdot \Psi = 0; \\ (M_{13a} + M_{13b} + M_{13c} \cdot T_{r1}) \cdot \Psi = 0; \\ (M_{14a} + M_{14b} + M_{14c} \cdot T_{l1}) \cdot \Psi = 0; \\ M_{15a} + M_{15b} + M_{15c} = 0; & M_{16a} + M_{16b} + M_{16c} \cdot T_{r2} = 0; \\ M_{17a} + M_{17b} + M_{17c} \cdot T_{l2} = 0; & T_{r1} = T_{r2} = T_{l1} = T_{l2} = 0. \end{cases} \quad (2)$$

де $\dot{\omega}_i$ – кутове прискорення ланки;
 $\dot{\omega}_d$ – кутове прискорення ланки колінчастого валу двигуна;
 k – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду [6];
 S_1 – характерний параметр сателітів [6];
 $\dot{\omega}_s$ – кутове прискорення сателіта;
 i_j – передавальне відношення редуктора;
 e_1, e_2 – відносний параметр регулювання гідрооб'ємної передачі (ГОП);
 q_1, q_2 – максимальна продуктивність гідромашин;
 K_{iy}, C_{iy} – коефіцієнти втрат для гідронасоса ($i = 1$) і для гідромотора ($i = 2$);
 μ – коефіцієнт динамічної в'язкості;
 ω_{01}, ω_{02} – кутова швидкість вала гідронасоса та гідромотора, обчислена при ітераційному вирішенні нелінійної матричної системи на попередній ітерації, для першої ітерації приймається рівною 0;
 Δp – перепад робочого тиску в ГОП;
 Ψ – коефіцієнт, що характеризує діапазон руху (при $\Psi = 0$ – транспортний, при $\Psi = 1$ – тяговий);
 M_{nm} – моменти на ланках ГОМТ; m – індекс-число співпадає з номером кутової швидкості ланки; p – індекси-букви відповідають моментам на кінцях ланок (рис. 1);

η_j – коефіцієнт корисної дії (ККД) редуктора;
 Θ – коефіцієнт урахування втрат в зубчатих зачепленнях ($\Theta = 0$ – без урахування втрат, $\Theta = -1$ з урахуванням втрат в зубчатих зачепленнях);

ω_i – кутова швидкість ланки;
 η_{13}, η_{23} – ККД в зубчатих зачепленнях сонцесателіт і епіцикл-сателіт при зупиненому водилі, що визначають втрати моментів;

N_{nm} – потужність, що передається ланками ГОМТ (добуток кутових швидкостей на відповідні моменти з урахуванням знаку дають величину і напрям потоків потужності на конкретних ланках і елементах ГОМТ);

$\Delta M_1, \Delta M_2$ – втрати моменту в гідромашинах, що обчислюються, наприклад, згідно математичної моделі втрат К.І. Городецького [7 – 9], як функції параметрів регулювання, кутової швидкості валів гідромашин, робочих об'ємів q_1, q_2 і перепаду тиску Δp ;

T_{ij} – параметр включення гальма ($T_{ij} = 1$ – гальмо включене, $T_{ij} = 0$ – вимкнене, $i = g$ – правий борт, $i = 1$ – лівий борт, $j = 1$ – передня вісь, $j = 2$ – задня вісь);

В якості початкових умов в процесі інтегрування значення кутових швидкостей валів ГОМТ були прийняті рівними 0.

Взаємодія коліс з опорною поверхнею

В роботі використана досить розповсюджена модель колеса, що відтворена в роботі [3].

Динаміка одиночного ведучого колеса в процесі розгону описується наступним виразом:

$$J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} = M_{kij} - M_{xij} - M_{fij}, \quad (3)$$

де $J_{\Sigma ij}$ – момент інерції пов'язаних з колесом мас, що обертаються;

$\dot{\omega}_{ij}$ – кутове прискорення колеса;

M_{kij} – крутний момент, що підведений до піввісі.

M_{xij} – момент, що створюється реакцією в подовжній площині колеса;

M_{fij} – момент опору коченню колеса.

Момент опору коченню колеса:

$$M_{fij} = R_{zij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij}, \quad (4)$$

де R_{zij} – нормальна реакція дороги в контактні коліс трактора з опорною поверхнею;

f_{ij} – коефіцієнт опору коченню;

r_{dij} – радіус коліс.

Рух ведучих коліс трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ” з урахуванням специфіки математичної моделі наведеної трансмісії ($M_{kij} = -M_{ij}$) описується наступними рівняннями:

$$\begin{aligned} J_{\Sigma r1} \cdot \dot{\omega}_{13} \cdot \text{sign}(\omega_{13}) &= -M_{13b} \cdot \text{sign}(\omega_{13}) - M_{xr1} - M_{fr1}, \Psi = 1; \\ J_{\Sigma l1} \cdot \dot{\omega}_{14} \cdot \text{sign}(\omega_{14}) &= -M_{14b} \cdot \text{sign}(\omega_{14}) - M_{xl1} - M_{fl1}, \Psi = 1; \\ J_{\Sigma r2} \cdot \dot{\omega}_{16} \cdot \text{sign}(\omega_{16}) &= -M_{16b} \cdot \text{sign}(\omega_{16}) - M_{xr2} - M_{fr2}; \\ J_{\Sigma l2} \cdot \dot{\omega}_{17} \cdot \text{sign}(\omega_{17}) &= -M_{17b} \cdot \text{sign}(\omega_{17}) - M_{xl2} - M_{fl2}. \end{aligned} \quad (5)$$

Для трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ” –

$$\begin{aligned} \omega_{r1} &= \omega_{13}, \omega_{l1} = \omega_{14}, \omega_{r2} = \omega_{16}, \omega_{l2} = \omega_{17}, \\ \dot{\omega}_{r1} &= \dot{\omega}_{13}, \dot{\omega}_{l1} = \dot{\omega}_{14}, \dot{\omega}_{r2} = \dot{\omega}_{16}, \dot{\omega}_{l2} = \dot{\omega}_{17}; \\ M_{r1} &= M_{13b}, M_{l1} = M_{14b}, M_{r2} = M_{16b}, M_{l2} = M_{17b}. \end{aligned}$$

Розглянемо плоску математичну модель розгону повноприводного трактора (робочий режим) в процесі руху переднім ходом з урахуванням сили тяги на гаку та буксуванням.

До основних причин, що викликають буксування коліс, відносяться коливання тягового навантаження тракторів і сили опору його руху.

По декількох критеріях: тягово-зчіпним якостям, енергетичним витратам на буксування і якісним показникам ґрунту визначається максимально-допустима величина буксування. Його допустимі значення по вказаних критеріях різні, тому визначення величини буксування трактора є достатньо складним завданням, що не має однозначного рішення і вимагає вивчення взаємодії рушіїв з ґрунтом.

Таким чином, питання підвищення ефективності роботи колісного трактора при виконанні технологічних операцій за рахунок зниження енергетичних втрат при буксуванні і зм'яття ґрунту колісними машинами актуальне і має важливе практичне значення.

Величини деформацій, буксування і прослизання визначаються не тільки зовнішніми навантаженнями, але і знаходяться в складній залежності один від одного, тому облік одночасно всіх окремих процесів ускладнює розрахунки, і для теоретичного дослідження треба спростити фізичну картину за рахунок розчленовування сумарних втрат на окремі види і вибрати з них найбільш істотні.

Сумарна нормальна реакція дороги R_{zij} з урахуванням перерозподілу мас при розгоні трактора визначається з виразу (розрахункова схема наведена на рис. 2):

– на передні колеса R_{z11} ($R_{zr1} = R_{zl1}$):

$$R_{z11} = \frac{G \cdot b \cdot \cos \alpha - F_b \cdot h_b - F_j \cdot h - G \cdot h \cdot \sin \alpha - F_{kp} \cdot h_{kp} - \sum_{i,j} R_{ZCTij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij} \cdot \cos \alpha}{a + b} \cdot \frac{1}{2}, \quad (6)$$

– на задні колеса R_{z12} ($R_{zr2} = R_{z12}$):

$$R_{z12} = \frac{G \cdot a \cdot \cos \alpha + F_b \cdot h_b + F_j \cdot h + G \cdot h \cdot \sin \alpha + F_{kp} \cdot h_{kp} + \sum_{ij} R_{zctij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij} \cdot \cos \alpha}{a + b} \cdot \frac{1}{2}, \quad (7)$$

де G – вага трактора;

a, b, h – координати центру мас трактора;

α – кут підйому;

F_b – сила опору повітря;

h_b – відстань від опорної поверхні до сили опору повітря;

F_j – сила опору прискоренню трактора;

F_{kp} – сила тяги на гаку;

h_{kp} – відстань від опорної поверхні до сили тяги на гаку.

Сила опору повітря:

$$F_b = k_b \cdot F \cdot V^2, \quad (8)$$

де k_b – коефіцієнт опору повітря;

F – площа лобового опору;

V – швидкість руху трактора.

Сила опору прискоренню трактора визначається з наступного виразу (рис. 2):

$$F_j = \frac{G \cdot \ddot{X} \cdot \delta_t}{g}, \quad (9)$$

де \ddot{X} – прискорення трактора щодо координатної осі X ;

g – прискорення вільного падіння;

δ_t – коефіцієнт урахування мас двигуна і трансмісії, ходової системи, що обертаються.

Прискорення трактора щодо координатної осі X визначається з виразу (рис. 2):

$$\ddot{X} = \frac{\left[\left(\sum_{ij} R_{xij} \right) - F_b - G \cdot \sin \alpha - F_{kp} \right] \cdot g}{G \cdot \delta_t}. \quad (10)$$

де R_{xij} – реакція в подовжній площині колеса.

Теоретична кутова швидкість колеса визначається з наступного виразу:

$$\omega_{ij} = \omega_{ijo} + \int_0^{t_r} \dot{\omega}_{ij} dt, \quad (11)$$

де ω_{ijo} – початкове значення кутової швидкості колеса;

t_r – час розгону.

Динаміка одиночного ведучого колеса в процесі розгону з урахуванням буксування описується наступним виразом:

$$J_{\Sigma ij} \cdot \left(\frac{\ddot{X}}{r_{dij}} \cdot \frac{1}{(1 - \delta_{ij})} + \frac{V}{r_{dij}} \cdot \frac{\omega_{ij} \cdot \dot{\delta}_{ij}}{(1 - \delta_{ij})^2} \right) = M_{kij} - M_{xij} - M_{fij}. \quad (12)$$

Значення M_{ij} знаходяться шляхом вирішення системи рівнянь:

$$\left\{ \left[\frac{\sum_{ij} \left(-M_{ij} - R_{zij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij} - J_{\Sigma ij} \cdot \left(\frac{\ddot{X}}{r_{dij}} \cdot \frac{1}{(1 - \delta_{ij})} + \frac{V}{r_{dij}} \cdot \frac{\omega_{ij} \cdot \dot{\delta}_{ij}}{(1 - \delta_{ij})^2} \right) \right)}{r_{dij}} \right] - F_b - G \cdot \sin \alpha - F_{kp} \right] \cdot g}{G \cdot \delta_t} - \ddot{X} = 0; \right. \\ \left. M_{r1} = M_{l1}; \quad M_{r2} = M_{l2}; \quad \frac{M_{r1} + M_{l1}}{M_{r2} + M_{l2}} = \frac{R_{zr1} \cdot r_{dr1} + R_{zl1} \cdot r_{dl1}}{R_{zr2} \cdot r_{dr2} + R_{zl2} \cdot r_{dl2}} \right. \quad (13)$$

Сумарна дотична сила тяги ведучих коліс знаходиться з виразу:

$$P_k = \sum_{ij} \frac{M_{ij}}{r_{dij}} = \left[\sum_{ij} R_{zij} \cdot f_{ij} + \frac{J_{\Sigma ij} \cdot \left(\frac{\ddot{X}}{r_{dij}} \cdot \frac{1}{(1 - \delta_{ij})} + \frac{V}{r_{dij}} \cdot \frac{\omega_{ij} \cdot \dot{\delta}_{ij}}{(1 - \delta_{ij})^2} \right)}{r_{dij}} \right] + F_b + G \cdot \sin \alpha + F_j + F_{kp}. \quad (14)$$

Із нижче наведеної залежності дотичної сили тяги ведучих коліс від буксування знаходимо значення δ_{ij} :

$$P_{ij} = \frac{M_{ij}}{r_{dij}} = R_{xij} = (c_c \cdot F_{ij} + R_{zij} \cdot \operatorname{tg} \varphi_c - R_{zij} \cdot f_{ij}) \times \left[1 - \frac{k_A \cdot (1 - \delta_{ij})}{\delta_{ij} \cdot \ell_{nij}} \cdot \left(1 - 5^{\frac{\delta_{ij} \cdot \ell_{nij}}{k_A (1 - \delta_{ij})}} \right) \right], \quad (15)$$

де c_c – напруга тертя між частинками ґрунту унаслідок їх злипання;

F_{ij} – площа плям контакту ведучих коліс з ґрунтом;

φ_c – кут внутрішнього тертя між частинками ґрунту;

k_A – показник інтенсивності напруги в ґрунті;

ℓ_{nij} – довжина плями контакту ведучого колеса з ґрунтом.

Сила тяги на гаку визначається з виразу:

$$F_{kp} = f_{nl} \cdot G_{nl} + B \cdot h \cdot k \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon \cdot V^2}{k} \right), \quad (16)$$

де f_{nl} – коефіцієнт, що характеризує втрати на рух плуга;

G_{nl} – вага плуга;

B – ширина захвату плуга;

h – глибина оранки;

k, ε – коефіцієнти, що характеризують опір пласта деформування (питомий опір ґрунта), форму робочої поверхні корпусу плуга та технологічні властивості ґрунта.

4. Висновки

Представлена комплексна математична модель розгону колісного трактора-аналога “Беларус 3022 ДВ” з ГОМТ при виконанні польових робіт дозволяє дослідити зміни кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ при буксуванні коліс та вплив ГОМТ на процес буксування.

Література

1. Мочунова, Н.А. Обоснование параметров и управление работой колесных тракторов с учетом энергетических потерь при взаимодействии движителей с почвой: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.20.01 “Технологии и средства механизации сельского хозяйства”, 05.13.06 “Автоматизация и управление технологическими процессами и производствами (сельское хозяйство)” / Н.А. Мочунова. – Москва, 2011. – 26 с.
2. Чудаков, Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / Д.А. Чудаков. – М.: “Колос”, 1972. – 384 с.
3. Тракторы: Теория / [Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атамнов Ю.Е. и др.]; под ред. В.В. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
4. Самородов, В.Б. Результаты математического моделирования сложной динамической системы двигатель – гидрообъемно-механическая трансмиссия – колесный трактор [Текст] / В.Б. Самородов, А.В. Рогов // Тракторная энергетика в растениеводстве. – 2001. – № 4 – С. 146 – 153.
5. Ребров, А.Ю. Математическая модель дизельного двигателя в безразмерных величинах с учетом его загрузки и подачи топлива [Текст] / А.Ю. Ребров, Т.А. Коробка, С.В. Лахман // Вісник національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”: зб. наук. праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – 2012. – № 19. – С. 31 – 36.
6. Самородов, В.Б. Вывод кинематических базисных матриц и системный анализ кинематики ступенчатых механических и гидрообъемно-механических трансмиссий [Текст] / В.Б. Самородов // Сборник научных трудов ХГПУ. – 1999. – № 7 – Ч. 2. – С. 363 – 370.
7. Рогов, А.В. Развитие методов расчета систем «двигатель – трансмиссия» автомобилей и тракторов: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 “Автомобілі та трактори” [Текст] / Рогов Андрей Владимирович. – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2006. – 168 с.
8. Городецкий, К.И. КПД объемных гидropердач [Текст] / К.И. Городецкий, А.А. Михайлин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1979. – № 9. – С. 9 – 14.
9. Городецкий, К.И. Математическая модель объемных гидромашин [Текст] / К.И. Городецкий, А.А. Михайлин // Вестник машиностроения. – 1981. – № 9. – С. 14 – 17.

Abstract

The increase of efficiency of wheel tractor operation at manufacturing operations for the account of reduction of energy losses while towing, and study of the effect of hydrovolumetric mechanical transmission on towing are important issues and are of great practical importance. That is why there was a research of the process of acceleration of wheel tractor-analogue of “Belarus 3022 DV” with hydrovolumetric mechanical transmission. The article introduces the dynamics of the process of acceleration of wheel tractor-analogue of “Belarus 3022 DV” with hydrovolumetric mechanical transmission while performing field works. The article presents a comprehensive mathematical model of acceleration, including a description of the internal combustion engine, hydrovolumetric mechanical transmission, wheels interaction with the supporting surface, taking into account the thrust and towing. The represented comprehensive mathematical model of acceleration of wheel tractor-analogue “Belarus 3022 DV” with hydrovolumetric mechanical transmission allows to study the changes of kinematic, force and energy parameters of hydrovolumetric mechanical transmission while towing and the influence of hydrovolumetric mechanical transmission on the process of towing

Keywords: mathematical model, acceleration, wheel tractor, engine, transmission, wheel, dynamics